

УДК 621.822.73+004.942

**ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ И ПРОЧНОСТЬ МАССИВНЫХ СЕПАРАТОРОВ ПОДШИПНИКОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

©2016 Я.М. Клебанов, В.В. Мурашкин, А.И. Данильченко, К.А. Поляков, В.А. Бруяка, И.Е. Адеянов, Е.А. Солдусова

Самарский государственный технический университет

**DYNAMIC LOADING AND STRENGTH OF GTE BEARING SOLID RETAINERS**Klebanov I.M., Murashkin V.V., Danilchenko A.I., Poliakov K.A., Bruyaka V.A., Adeianov I.E.  
(Samara State Technical University, Samara, Russian Federation)

*Has been considered a numerical dynamic model of rolling bearings. Have been analyzed main parameters that characterize loading and strength of the bearings retainers. There have been developed some recommendations on dimensioning of bearings parameters.*

Подшипники нередко являются критичными узлами газотурбинных двигателей (ГТД), где высокие скорости вращения сочетаются с большими нагрузками и повышенной температурой. Наиболее полный теоретический анализ условий работы подшипников в настоящее время может быть выполнен с использованием компьютерных численных моделей подшипников.

В данной работе рассматривается моделирование динамики высокоскоростных подшипников с массивными сепараторами, позволяющее изучить особенности поведения, нагруженность и напряжённо-деформированное состояние сепараторов в зависимости от конструктивных особенностей и условий работы подшипников. Разработанная методика моделирования опирается на следующие предпосылки: 1) динамическая многомассовая твёрдотельная модель подшипника создается в CAE MSC.ADAMS; 2) сепаратор и тела качения обладают шестью степенями свободы; наружное кольцо неподвижно, положение его оси соответствует заданному углу перекоса; внутреннее кольцо обладает тремя степенями свободы – углы расположения его оси неизменны, а угловая скорость вращения вокруг этой оси задаётся; 3) нормальные контактные силы в зонах геометрического взаимодействия деталей подшипника соответствуют теории нелинейного упругого контакта и записываются с учётом гистерезисного и масляного демпфирования; 4) взаимодействие деталей подшипника отвечает условиям гидродинамического контакта; 5) учитываются все инерционные нагрузки, включая гироскопи-

ческие моменты; 6) оценка гидравлических потерь на трение в подшипнике и соответствующих потерь мощности привода осуществляется на основе численного моделирования течения масловоздушной смеси во внутренних полостях подшипника качения; 7) выполняется согласование результатов решения многомассовой задачи динамики: сил и ускорений, действующих на сепаратор, с конечно-элементной моделью, предназначенной для определения напряжённо-деформированного состояния конструкции сепаратора и оценки его прочности; 8) моделирование процесса деформирования реализуется в квазистатической постановке в соответствии с принципом Даламбера.

На сепаратор высокоскоростного подшипника действуют усилия со стороны тел качения и одного из колец подшипника, силы вязкого сопротивления среды и силы инерции. В связи с перекосом зона взаимодействия сепаратора и кольца, по которому осуществляется базирование сепаратора, располагается на одном из направляющих буртиков. Центробежные силы инерции, пропорциональные квадрату угловой скорости сепаратора, зависят от проскальзывания тел качения по дорожкам качения. При условии сохранения геометрии сепаратора остаются практически неизменными силы вязкого, или гидростатического воздействия со стороны масляного тумана. В силу изложенного для снижения динамической нагруженности сепаратора перераспределение сил в подшипнике вследствие изменения его внутренней геометрии должно обеспечивать уменьшение сил между сепаратором и тела-

ми качения, сепаратором и кольцом, а также уменьшение сил инерции. Последнее может быть достигнуто за счёт уменьшения возникающих при работе подшипника углового ускорения сепаратора и линейного ускорения его центра масс.

Расчётная область для решения гидродинамической задачи определения вязкого воздействия масляного тумана на детали подшипника формируется на основе геометрической модели подшипника. По ней определяется трёхмерная область, заполняющая пустоты и моделирующая вязкую среду. Расчётная сетка в данной области с помощью специальных процедур перестраивается на каждом шаге численного интегрирования с учётом движения сепаратора и тел качения. Гидродинамические расчёты выполнялись в программе ANSYS FLUENT.

С использованием разработанной модели был выполнен анализ влияния основных конструктивных параметров ряда шарикоподшипников и их сепараторов на нагруженность: 5-126130P2, A1126934P2, 76-1000919BT2, 5-32114P и других. Анализировалось влияние следующих параметров конструктивного исполнения подшипника: диаметров тел качения, параметров дорожек качения, размеров окон сепаратора, зазоров плавания сепаратора, радиального зазора в подшипнике и других.

Результаты моделирования показывают, что снижение действующих на сепаратор усилий не только повышает запас его прочности, но и снижает уровень вибраций в подшипнике. Одним из важных направлений снижения нагруженности массивных сепараторов высокоскоростных шариковых подшипников является увеличение степени их базирования по телам качения с одновременным уменьшением опорных нагрузок в контакте сепаратор-кольцо.

Активные силы и силы инерции, полученные в решении задачи динамики движения подшипника, в соответствии с принципом Даламбера образуют уравновешенную систему сил. Из-за округлений величин, не-

избежных погрешностей численного счёта и конечно-элементной аппроксимации при переходе в программу МКЭ система сил искажается и становится неуравновешенной: главный вектор и главный момент сил становятся отличными от нуля. Основную погрешность вносит конечно-элементная аппроксимация, вызывающая, в частности, дрейф точек приложения сил, что сказывается, в основном, на величине главного момента. В этой связи была разработана методика задания граничных условий конечно-элементного расчёта, которая так распределяет и минимизирует возникающие реакции, чтобы они не оказывали заметного влияния на напряжённо-деформированное состояние в сепараторе.

Расчёт напряжённо-деформированного состояния сепараторов выполнялся в программном пакете ANSYS. Осуществлялось двухуровневое моделирование – в качестве подмодели рассматривалось одно окно с примыкающими к нему перемычками. Анализировались как цельные сепараторы, так и клёпанные. В последнем случае подробно исследовалось напряжённо-деформированное состояние заклёпок. Полученные рекомендации по назначению величины предварительного натяга в сборных сепараторах включали равнопрочность заклёпок в галтелях и центральном сечении (рис. 1).

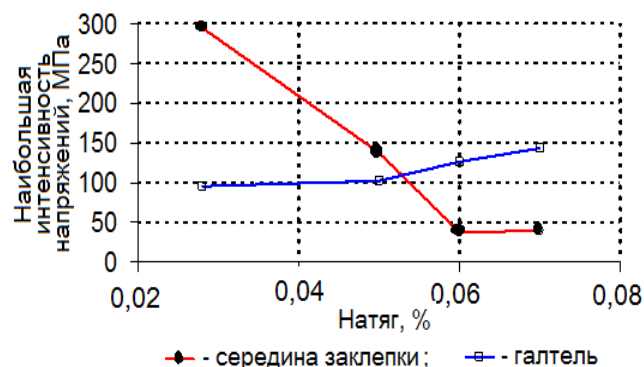


Рис. 1. Определение оптимальной величины предварительного натяга заклёпки сепаратора подшипника 35-2310118E3C1